

**VŠB-Technická univerzita Ostrava**

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Koncepční návrh kogenerační jednotky s  
mikroturbínou pro bioplynovou stanici**

Conceptual Design of Cogeneration Units with Micro  
Turbine for Biogas Plants

Student:

Bc. Petr Pšeja

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Míka, CSc

Ostrava 2017

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Pšeja**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: **Koncepční návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou pro bioplynovou stanici**  
**Conceptual Design of Cogeneration Units with Micro Turbine for Biogas Plants**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou o výkonu 150 kW pro bioplynovou stanici s možností regulace tepelného výkonu.

Práce bude obsahovat:

Návrh kogenerační jednotky  
Řešení výměníku spaliny - voda s možností obtoku spalin  
Návrh akumulátoru tepla  
Konstrukční návrh výměníku spaliny - voda

Seznam doporučené odborné literatury:

Krbek, J., Polesný, B.: Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice, PC-DIR Real Brno 1999, ISBN 80-85895-23-4  
Kysela, L., Tomčala, J.: Ekonomika v energetice. Ostrava: VŠB-TU, 2000. ISBN 80-7078-851-8  
Kysela, L., Míka, J., Kyselová, S.: Teplárenství. Učební text. Katedra energetiky Ostrava, 2010. ON 074017: Tepelný výpočet parních kotlů  
Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT Praha 2005, ISBN 978-80-01-03757-7

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 9. 5. 2017 .....

 .....

podpis studenta



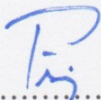
Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB - TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Autor diplomové práce: Bc. Petr Pšeja

Adresa trvalého bydliště: Troubelice 375, 78383 Troubelice

V Ostravě 9.5.2017 .....

 .....

podpis studenta

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Míkovi, CSc., který mě po celou dobu zpracování mé diplomové práce vedl a ochotně mi pomáhal při řešení jednotlivých problémů souvisejících s touto prací. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině a přítelkyni za podporu během celého studia.

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PŠEJA, P.: *Koncepční návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou pro bioplynovou stanici: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2017, 54 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Diplomová práce se zabývá návrhem kogenerační jednotky s mikroturbínou spalující bioplyn o výkonu 150 kW. V úvodní části zmiňuje možné zařízení na výrobu bioplynu. Práce dále popisuje a porovnává různé druhy kogeneračních jednotek. Hlavní část práce se zabývá kogenerační jednotkou se spalovací mikroturbínou, řeší její návrh, výpočet idealizovaného oběhu a možnosti zvýšení účinnosti této jednotky. Je zde vysvětleno a zdůvodněno použití právě této kogenerační jednotky. Dále uvádí výpočet tepelného výměníku spaliny – voda s možností jeho regulace. Součástí diplomové práce je také výkresová dokumentace tohoto tepelného výměníku.

Klíčová slova: bioplyn, kogenerace, kogenerační jednotka, mikroturbína, spalovací turbína, výměník tepla

## ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

PŠEJA, P.: *Conceptual Design of Cogeneration Units with Micro Turbine for Biogas Plants: Diploma thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2017, 54 p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

This diploma thesis deals with design of the cogeneration unit with micro turbine with power output capacities of 150 kW. The first part describes the devices for biogas production. The thesis further describes and compares different types of the units. The main part is focused on cogeneration unit with combustion micro turbine. This part deals with design and the calculation of the idealized circulation with the increase possibility of efficiency of this unit, including reasons for using this unit. Next part is focused on calculating of heat exchanger flue gas – water with the possible regulation. Drawing documentation of this heat exchanger is attached to this diploma.

Keywords: biogas, cogeneration, cogeneration unit, microturbine, combustion turbine, heat exchanger

## Obsah

Seznam použitého značení .....	8
Seznam zkratk .....	10
1 Úvod.....	11
2 Bioplyn.....	12
2.1 Čistírny odpadních vod.....	13
2.2 Bioplynové stanice.....	13
2.3 Sklárky komunálního odpadu .....	14
3 Kogenerace.....	14
3.1 Princip kogenerace.....	16
4 Druhy kogeneračních jednotek .....	17
4.1 Pístové spalovací motory .....	18
4.2 Parní turbíny .....	19
4.3 Spalovací turbíny .....	20
4.4 Paroplynová zařízení.....	21
4.5 Mikroturbíny .....	21
5 Spalování bioplynu.....	24
6 Návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou.....	27
6.1 Výpočet kogenerační jednotky s mikroturbínou.....	27
6.2 Vliv kompresního poměru a teploty spalin před turbínou na účinnost.....	36
6.3 Zhodnocení vhodnosti použití mikroturbíny .....	40
7 Návrh výměníku spaliny - voda: .....	41
7.1 Výpočet výměníku spaliny - voda: .....	42
7.2 Škrcení médií na vstupu do výměníku.....	48
8 Akumulátor tepla.....	49
Závěr.....	50
Použitá literatura .....	52

Knižní zdroje .....	52
Internetové zdroje .....	52
Seznam grafů .....	53
Seznam tabulek .....	53
Seznam obrázků .....	54
Seznam příloh:.....	54

## Seznam použitého značení

Symbol	Veličina	Jednotka
A	vnitřní práce	$[\text{J} \cdot \text{m}_n^{-3}]$
C	korekční koeficient	[1]
$c_p$	měrná tepelná kapacita	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
D	vnější průměr trubky	[m]
d	vnitřní průměr trubky	[m]
i	entalpie	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$
k	součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
l	délka	[m]
n	počet trubek	[1]
n	přebytek vzduchu	[1]
P	příkon	[W]
p	tlak	[Pa]
P	výkon	[W]
Pr	Prandtlovo číslo	[1]
Q	průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
$Q_i^r$	výhřevnost	$[\text{kJ} \cdot \text{m}_n^{-3}]$
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
s	rozteč	[m]
t	teplota	$^{\circ}\text{C}$
T	termodynamická teplota	[K]
V	objem	$[\text{m}^3]$
V	objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$



$w$	rychlost	$[\text{m.s}^{-1}]$
$\alpha$	součinitel přestupu tepla	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$
$\varepsilon$	kompresní poměr	[1]
$\eta$	účinnost	[1]
$\kappa$	adiabatický exponent	[1]
$\lambda$	přebytek vzduchu	[1]
$\lambda$	tepelná vodivost	$[\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
$\nu$	kinematická viskozita	$[\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$
$\xi$	ztráta kotle do okolí	[%]
$\pi$	Reynoldsovo číslo	[1]
$\rho$	hustota	$[\text{kg.m}^{-3}]$
$\sigma$	poměrná rozteč	[1]
$\varphi$	parametr přestupu tepla	[1]
$\omega$	koncentrace	[%]

## Indexy

ag	agregát
b	barometrický
c	celkový
el	elektrické
epk	elektromotor plynového kompresoru
g	generátor
IZE	izoentropická
k	kompresor
k	konvekce
k	kotel
m	mechanická
pl	plyn
plk	plynový kompresor
pln	plynového
s	střední
s	suché
sít'	sít'

sk	skutečné
sp	spaliny
stř	střední logaritmický
škr	škrcení
t	teoretické
T	tepelný
T	turbína
v	vlhké
vo	voda
vs	vstup
vý	výstup
vz	vzduch
zs	ztrátový

## **Seznam zkratk**

BPS – bioplynová stanice

ČOV – čistírna odpadních vod

KJ – kogenerační jednotka

KVET – kombinovaná výroba elektrické energie a tepla

PEZ – primární energetické zdroje

PT – plynová turbína

SK – spalovací komora

TK – turbokompresor

# 1 Úvod

Stále se snižující zásoby fosilních paliv a rostoucí nároky na spotřebu elektrické a tepelné energie se současným snižováním emisí škodlivin mají za následek zvýšený tlak na aplikaci nových technologií. Tyto technologie mají umožnit vyšší míru využití paliva a minimalizaci škodlivých látek vypouštěných do ovzduší. Hledat a aplikovat nové technologie výroby, respektive transformace energií a získávat elektrickou energii a teplo levněji a ekologičtěji, to jsou velké výzvy energetiky.

Česká republika zaznamenává každoroční nárůst spotřeby elektrické energie přibližně o dvě procenta. Díky těmto zvyšujícím se požadavkům je potřeba klást nemalý důraz na výstavbu nových výrobních energetických zařízení a také pomocí konstrukčních úprav zvyšovat efektivnost stávajících zařízení s ohledem na šetrnost vůči životnímu prostředí. Mimo budování nových centralizovaných zdrojů KVET je v posledních letech směřován rozvoj kogenerace spíše k menším decentralizovaným zdrojům.

Z tohoto důvodu se tato diplomová práce zabývá právě výrobou elektrické energie a tepla za použití kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou. V teoretické části jsou uvedeny možné zdroje získávání bioplynu. Dále jsou popsány vlastnosti a možné použití kogenerace a také druhy kogeneračních jednotek.

V praktické části se práce zabývá výpočtem spalovací mikroturbíny při spalování bioplynu. Jsou zde uvedeny možné provozní úpravy s ohledem na zvýšení účinnosti výroby elektrické a tepelné energie. Mimo kogenerační jednotky je v práci počítán trubkový protiproudý rekuperační výměník spaliny - voda na využívání tepelné energie spalin. Dále je zde uveden návrh akumulárního zásobníku na teplou vodu pro potřeby zaměstnanců přílehlého objektu.

Cílem této práce je optimalizace mikroturbíny pro použití v bioplynové stanici se zajištěním co největší možné účinnosti a využitelnosti energií po celou dobu jejího provozu.

## 2 Bioplyn

Bioplyn je bezbarvá směs plynů, vznikající biologickým rozkladem, hlavní z nich jsou metan a oxid uhličitý. Vznik bioplynu je v přírodě samovolný, například v bažiništích, trávících ústrojích, na dně jezer, uskladnění hnoje a kejdy. Vznik je také tam, kde jsme schopni ho energeticky využít, to jsou skládky komunálního odpadu, čistírny odpadních vod, bioplynové stanice. Vzniká anaerobní fermentací nebo digescí organické hmoty. Je to proces, který probíhá za nepřístupu kyslíku. Složení bioplynu je různé, závisí na vlastnostech biomasy, ze které vznikl. Přibližné složení bioplynu je 50 – 70 % metanu, 25 – 45 % oxidu uhličitého, zbytek je tvořen dalšími látkami, jako je voda, sirovodík, dusík, kyslík, sulfan, argon, halogenvodíky, oxid dusný, amoniak, vodík, organické látky jako jsou uhlovodíky, alkoholy, aldehydy, ketony a organochlorové a křemíkaté sloučeniny. Nejdůležitější složkou tohoto plynu je však metan. Pro účely kogenerace potřebujeme bioplyn alespoň s 50 % obsahem metanu. V případě že tato hranice není dosažena je zde možnost kombinovat se zemním plynem. [9]

### Výhody:

- palivo z obnovitelných zdrojů energie
- spalováním se produkuje neutrální CO<sub>2</sub> z hlediska skleníkových plynů
- vznikají vyšší zisky z prodeje vyrobených energií

### Nevýhody:

- nutnost zajistit stálost složení plynu
- nutné investice do bioplynových stanic
- obsah škodlivých příměsí v plynu

V tabulce 2.1 je uvedeno srovnání průměrného složení a výhřevnost bioplynu z různých zdrojů při teplotě 15 °C a tlaku 101325 Pa.

Parametr	Jednotka	Bioplyn ze skládky odpadů	Bioplyn z ČOV	Bioplyn z bioplynové stanice
Výhřevnost	$MJ.m^{-3}$	16,9	21,1	24
H <sub>2</sub>	%	1	1	
CO	%	1		
O <sub>2</sub>	%	3		
NH <sub>3</sub>	$mg.m^{-3}$			40
CO <sub>2</sub>	%	46	38	31
CH <sub>4</sub>	%	49	61	69
H <sub>2</sub> S	$mg.m^{-3}$	350	1000	2300

Tabulka 2.1 Srovnání složení a výhřevnosti bioplynu [9]

## 2.1 Čistírny odpadních vod

Čistírny odpadních vod jsou zařízení, které slouží k čištění odpadních vod. Zpracovává se zde kal z odpadních vod. Odpadní vody mají velké množství organického znečištění. Z čištění vzniká kal, ze kterého za pomoci dvou různých metod získáváme bioplyn. Rozdíl mezi těmito metodami je dán především výtěžností bioplynu. Jsou to metody anaerobní a aerobní. Metoda anaerobní slouží k přímému získávání bioplynu z odpadní vody přibližně 50 – 80 %. Při metodě aerobní se nejdříve získá nová biomasa a poté lze získat anaerobní stabilizací bioplyn asi 20 – 40 %. Rozšířenější metoda je metoda anaerobní. Reaktory pro tuto metodu jsou vyrobeny přímo na základě vlastností odpadních vod.

## 2.2 Bioplynové stanice

Bioplynové stanice slouží ke zpracování zemědělského materiálu. Hlavní částí jsou fermentory. Ve fermentorech se rozmělněný zemědělský materiál, jako jsou statková hnojiva (hnůj, kejda) nebo energetické plodiny (kukuřice, řepa) promíchává a zahřívá na cca 42 °C. To má za následek rozklad a vznik bioplynu. Bioplynové stanice jsou většinou budovány přímo v zemědělských objektech. Jedná se o jednodušší zařízení, než je tomu u jiných druhů bioplynových stanic.



## 2.3 Skládky komunálního odpadu

Bioplyn, který vznikne ze skladování komunálního odpadu se nazývá skládkový plyn. Plyn vzniká samostatně v tělese skládky. Intenzita produkce plynu je dána vlastnostmi ukládaného materiálu a stádiem jeho rozkladu. Plyn je ve skládce produkován až 30 let po dokončení skládkování. Největší produkce je mezi 5. až 13. rokem uskladnění. Samostatný plyn je pro skládku velmi nebezpečný a je třeba ho odsávat. Unikající plyn do tělesa skládky by mohl způsobit i explozi. Ze skládky jsme schopni odčerpát 20 – 70 % z celkově vyprodukovaného plynu. Produkce plynu je asi 100 – 300 m<sup>3</sup> na tunu odpadu.

## 3 Kogenerace

Princip kogenerace spočívá v kombinované výrobě elektrické energie a tepla. Tato výroba spočívá v tom, že se nejprve využije vysokopotenciální tepelná energie k vykonání práce a teprve potom se využije tepelná energie o nižší teplotě pro pokrytí potřeb tepla.

Využití kogenerace má za důsledek snížení potřeb primárních energetických zdrojů na dodávku elektrické energie a tepla. Společně se snížením potřeb primárních energetických zdrojů dochází také ke snížení produkovaných emisí důsledkem potřeby menšího množství primárních energetických zdrojů. [6]

Základním předpokladem pro uplatnění kogenerace je dostatečný odbyt tepla v ekonomické vzdálenosti od místa provozování kogenerační jednotky. Je-li jednotka umístěna v místě spotřeby tepla, odpadnou náklady na rozvod tepelné energie a zmenší se také ztráty způsobené dálkovým rozvodem. Elektrická soustava je schopna z kogenerace odebírat prakticky libovolný elektrický výkon po celý rok. Tepelná soustava je závislá na lokálním charakteru. Jedná-li se o topný systém jednoho objektu nebo o rozsáhlejší systém centralizovaného zásobování teplem, bude vždy schopna absorbovat pouze omezený tepelný výkon. Dalším faktorem na odběr tepla je také letní a zimní roční období, kdy v letním období většinou není velký požadavek na odběr tepelné energie. Velikost a charakter odbytu tepelné energie jsou jedním z hlavních faktorů pro výběr vhodné kogenerační jednotky. Další faktory ovlivňující volbu jednotky jsou dostupnosti paliv a požadované formy dodávky tepelné energie. [10]

### **Základní podmínky úspěšné instalace kogenerační jednotky:**

- plné využití vyrobeného tepla a to i v letních měsících
- spotřeba vyrobené elektrické energie nebo její dodávka do sítě
- zpracovaná ekonomická analýza, která bude vycházet ze zjištěných reálných způsobů vytápění daného objektu, spotřebě elektrické energie, investičních a provozních nákladů, návratnosti vložených finančních prostředků
- v případě prodeje elektrické energie nebo tepla je nutné žádat Energetický regulační úřad o udělení licence na výrobu a prodej elektrické energie (tepla) a uzavřít smlouvu o odběru elektrické energie s distribuční společností
- kogenerační jednotka musí splňovat požadované emisní limity [11]

### **Spotřeba tepla je zpravidla tvořena:**

- Příprava TUV – potřeba přípravy závisí na počtu osob a využití objektu jako je malá spotřeba pouze pro mytí rukou na úřadech nebo velká spotřeba ve sportovních zařízeních se sprchami.
- Otop – potřeba energie závisí hlavně na venkovní teplotě a topném režimu daného objektu jako jsou noční útlumy topení v objektech občanské vybavenosti.
- Technologické teplo – potřeby závisí na směnnosti provozu a charakteru technologie jako jsou ohřevy lázní, teplo pro sušení, konzervaci a zpracování potravin. [10]

Kogenerační jednotky lze využívat v objektech s odběrem elektřiny a tepla a to jak v menších objektech (jednotlivé budovy), tak i ve větších objektech (hotely, penziony, průmyslové a obchodní centra, školy, sportovní haly).

Rozdělení kogeneračních jednotek může být dle umístění kogeneračního zařízení a místa odběru na:

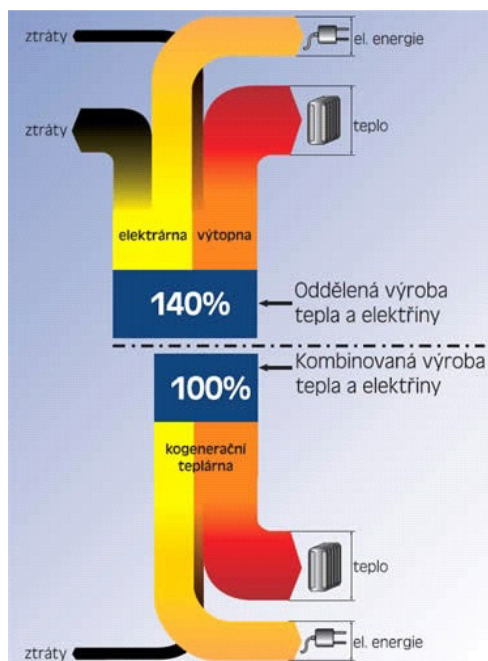
- centralizovaná – ve velkých energetických centrálách s rozvodem tepla do vzdálenějších rozsáhlých oblastí spotřeby pomocí dlouhých tepelných přivaděčů
- decentralizovaná – v centrálách malého a středního výkonu s podstatně kratšími rozvody tepla v oblastech menší spotřeby tepla – městské teplárny, průmyslové závody, obchodní centra, nemocnice, zemědělské závody.

Jako každý stroj, mají i kogenerační jednotky své výhody a nevýhody. Mezi výhody kogeneračních jednotek řadíme zvýšení účinnosti využití primárního zdroje tepla, snížení ztrát způsobených přenosem při umístění do místa spotřeby a je to také možnost napojení na stávající technologie. Naopak mezi nevýhody patří poměrně vysoké investiční náklady a s tím spojená návratnost závislá na využití vyrobené elektrické energie a tepla, dále pak je nutno zajistit ochranu proti hluku.

### **3.1 Princip kogenerace**

Jak už bylo zmíněno dříve, kogenerace je sdružená výroba elektrické a tepelné energie. Klasické elektrárny vypouští odpadní teplo do okolí, které při výrobě elektrické energie vzniká. Kogenerační jednotka je schopna část tohoto tepla dále využít pro výrobu tepelné energie.

Ve srovnání s konvenční výrobou elektrické energie a tepla má průměrná kogenerační jednotka účinnost 85 %, takže jen 15 % primární energie je ztraceno. Na obrázku 3.1 je porovnávána výroba elektrické a tepelné energie zvlášť a následně pomocí kogenerační jednotky. Na obrázku je vidět jaký je princip kogenerační jednotky. Spojuje dva jinak samostatné celky, když vyrábí současně elektrickou energii a teplo. Tím je charakterizována úspora zde uváděných 40 % z primárního zdroje energie.



Obrázek 3.1 Princip kogenerace [12]

#### 4 Druhy kogeneračních jednotek

Každá kogenerační jednotka se skládá ze čtyř základních částí. Jednotka se skládá z pohonné jednotky, elektrického generátoru, který obstarává výrobu elektrické energie, kotle nebo výměníku tepla zajišťující výměnu tepelné energie, řídicího a kontrolního systému.

Nejdůležitější část jednotky je pohonná jednotka. Nejčastěji používanými druhy pohonných jednotek jsou:

- pístové spalovací motory
- parní turbíny
- spalovací turbíny
- paroplynová zařízení.

Při vývoji nových technologií se stále častěji objevují nové druhy pohonných jednotek, jako jsou:

- mikroturbíny
- Stirlingovy motory
- parní motory.

## 4.1 Pístové spalovací motory

Pístové spalovací motory jsou již dlouhodobě vyráběné stroje, prošly mnohaletým vývojem a jsou již získány zkušenosti s provozem těchto zařízení. Jsou zde zažité techniky obsluhy a provozu těchto zařízení. V neposlední řadě jsou to i zažité způsoby instalace a zvyk projektantů pro tento typ kogeneračních jednotek. Velká produkce těchto strojů a vysoká konkurence mezi výrobci má za následek relativně nízké ceny těchto zařízení. Spalovací motory však mají velké množství pohyblivých částí oproti turbínám. Toto má za důsledek vyšší náklady a nároky na údržbu, provoz a servis, jako je kontrola olejů. Negativní je také velký hluk a vysoká hmotnost oproti stejně výkonným turbínám. [13]

Jako pohonné jednotky kogeneračních jednotek se používají většinou zážehové motory. V palivovém systému se připravuje směs, kterou tvoří směs plynu a vzduchu. K zapálení směsi dojde pomocí elektrické jiskry, dochází tedy k vnitřnímu spalování.

Motory dosahují maximálního výkonu a účinnosti při spalování v oblasti mírného přebytku vzduchu, přitom je však produkováno poměrně velké množství  $\text{NO}_x$ . Při větším přebytku vzduchu se emise  $\text{NO}_x$  podstatně sníží. Zároveň ale dochází ke zvýšení obsahu CO a nespálených uhlovodíků ve spalínách. [6]

### Výhody:

- vyšší účinnost
- možno provozovat s nižším tlakem plynu
- relativně nízké investiční náklady

### Nevýhody:

- vyšší náklady na údržbu
- nutné zajištění chlazení motoru
- vysoký hluk
- velký počet pohyblivých částí



## 4.2 Parní turbíny

Parní turbíny jsou jedním z nejdéle používaných kogeneračních zařízení. Tyto stroje mají dvě možnosti zapojení. Jedním z nich je kondenzační parní turbína. V této turbíně expanduje pára z kotle až na minimální tlak. Po kontaktu páry s chladnými trubkami kondenzátoru pára zkondenzuje. V trubkách proudí chladící voda z řeky nebo chladící věže. Kondenzát je následně ohříván a využíván jako napájecí voda do kotle. Kondenzační turbína je nejčastěji využívána k výrobě elektrické energie. Druhým způsobem zapojení je protitlaká parní turbína. Pára z turbíny je odváděna s vyšším tlakem a má tedy dostatek tepelné a tlakové energie pro vytápění ale i pro technologické účely. Celková účinnost jednotky bývá od 76 – 88 %. Elektrická účinnost je přitom jen 8 – 20 %. Je to tedy spíše turbína pro teplárenské účely. [7]

### Výhody:

- velký rozsah výkonů
- vysoká životnost
- možnost více požadavků na formu tepelné energie
- použití libovolného paliva
- libovolná forma tepelné energie

### Nevýhody:

- malý modul teplárenské výroby elektrické energie
- pomalá odezva na změny výkonu
- vysoké náklady
- dlouhá doba najezení za studeného stavu
- značná složitost kogenerační jednotky

### 4.3 Spalovací turbíny

Spalovací turbína s jednoduchým otevřeným oběhem je složena z kompresoru, spalovací komory, plynové turbíny, elektrického generátoru a pomocných zařízení. Princip činnosti spočívá v nasátí vzduchu kompresorem, který se stlačí a je přiveden do spalovací komory, kde je za stálého tlaku spalováno palivo, čímž vznikají spaliny. Spaliny následně expandují v plynové turbíně. Při tomto procesu vzniká přebytečný výkon a ten je použit jako pohon pro elektrický generátor.

Spalovací turbíny mají více typů, buď jsou to turbíny průmyslového typu, nebo to mohou být turbíny odvozené z leteckých proudových motorů. Spaliny po výstupu ze spalovací turbíny mohou být použity na sušení, výrobu teplé nebo horké páry, výrobu vysokotlaké páry.

Palivo je při vysokém tlaku spalováno ve spalovací komoře. Výsledkem spalování jsou horké spaliny, které proudí vysokou rychlostí do plynové turbíny, kde vysokotlaké spaliny expandují a vzniká mechanická energie. Je-li připojen kotel na odpadní teplo až za plynovou turbínou, docílíme výroby páry nebo horké vody. Tyto média můžeme dále využít pro technologické účely.

#### **Výhody:**

- vysoká spolehlivost
- rychlá změna výkonu
- kompaktnost provedení
- nízké měrné investiční náklady
- nižší emise

#### **Nevýhody:**

- požadavek na čistotu paliva
- vysoké pořizovací náklady

## 4.4 Paroplynová zařízení

Paroplynové zařízení je tvořeno spojením spalovací turbíny a pracovního okruhu parní turbíny. Parní turbíny používané v paroplynových kogeneračních zařízeních jsou jedno nebo dvojtakového provedení, protitlakové, odběrové protitlakové nebo odběrové kondenzační obvykle bez regeneračního ohřevu napájecí vody.

Tyto zdroje jsou konstruovány na co nejvyšší výrobu elektrické energie při co nejvyšší tepelné účinnosti. Toto spojení se snaží získat výhody z obou těchto spojených zařízení.

### Výhody:

- vysoká účinnost
- vysoký modul teploty výroby elektrické energie
- provozní pružnost

### Nevýhody:

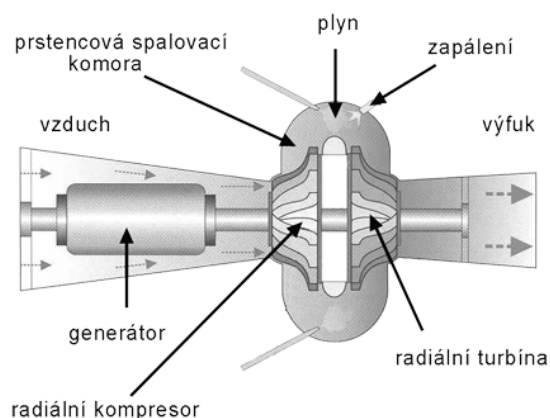
- vysoké pořizovací náklady

## 4.5 Mikroturbíny

Mikroturbíny jsou plynové spalovací turbíny malého výkonu. Dokážou pracovat při vysokých otáčkách až  $100\,000\text{ min}^{-1}$ . Princip práce mikroturbíny je stejný jako u velkých spalovacích turbín s Braytonovým oběhem (tepelný oběh, u kterého každá termodynamická změna probíhá samostatně – adiabatická komprese – rovnotlaké spalování paliva – adiabatická expanze). Rozdíl mezi mikroturbínami a velkými spalovacími turbínami není jen ve velikosti elektrických a tepelných výkonů (mikroturbíny dosahují 250 kWe, spalovací turbíny až 250 MWe), ale především v konstrukci a možnosti nasazení v kogeneračních jednotkách.

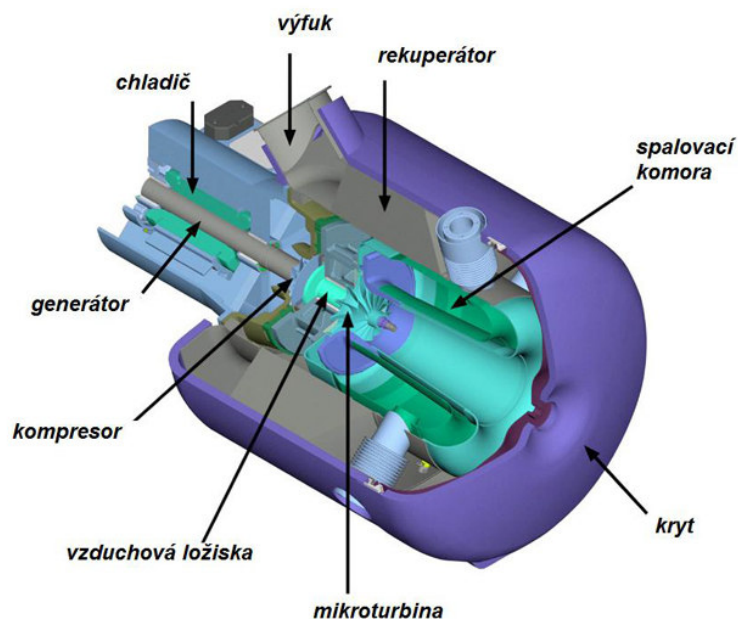
Mikroturbíny mají na rozdíl od spalovacího motoru jeden pohyblivý díl. To znamená, že odpadá převodovka mezi hřídelí turbíny a elektrickým generátorem, protože rotory rychloběžných generátorů vydrží i vysoké otáčky až  $100\,000\text{ min}^{-1}$  oproti  $20\,000\text{ min}^{-1}$ , které snesou pomaloběžné generátory. Na jedné hřídeli je řazen kompresor spalovacího vzduchu, vlastní mikroturbína a elektrický generátor.

Bez zmíněné převodovky a s malým generátorem je soustrojí značně lehčí a menší. Soustrojí je na vzduchových ložiskách, které vydrží až  $120\,000\text{ min}^{-1}$ , čímž odpadá mazání a olejové hospodářství. Tímto se zvyšuje spolehlivost zařízení, zjednodušuje se obsluha.



Obrázek 4.1 Princip radiální mikroturbíny [14]

Při uvádění tohoto soustrojí do provozu se nejprve roztočí startérem. Vzduchový kompresor začne stlačovat vzduch do spalovací komory, kam se pod tlakem přivádí palivo. Spalovací turbína potřebuje ve své spalovací komoře tlak plynu kolem 4 až 5 bar, z tohoto důvodu je před ní zařazen kompresor plynu. Směs paliva a vzduchu se zapaluje elektricky. Hořením se zvětšuje objem a dochází k expanzi přes oběžné kolo turbíny. Po velmi krátkém čase je hoření stabilizováno. Expandující spaliny roztáčí oběžné kolo turbíny. Přidáváním paliva (plynu) jsou zvyšovány otáčky a generátor vyrábí elektrickou energii. Elektronický řídicí systém přifázuje generátor k rozvodné síti. Celý proces probíhá zcela automaticky. Součástí mikroturbíny bývá rekuperátor, který využívá teplo spalin k zlepšení účinnosti. Teplota odchozích spalin se pohybuje v rozsahu  $220 - 280\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Výstupní spaliny lze použít pro ohřev topné vody, ohřev užitkové vody, úpravu vzduchu, absorpční chlazení a tepelné potřeby technologických procesů. Mikroturbíny jsou schopny spalovat palivo za vzniku velmi nízkého obsahu emisí. Obsah  $\text{NO}_x$  obsažených ve spalinách je hluboko pod nařízenými emisními limity pro spalovací zdroje. Takto nízkých hodnot jsme schopni dosahovat při spalování s vysokým přebytkem vzduchu. [14]



Obrázek 4.2 Popis spalovací mikroturbíny [14]

Jmenovitá elektrická účinnost se pohybuje mezi 20 – 30 % s tím že u posledních modelů se může účinnost vyšplhat i přes 30 %. Celková účinnost se pak pohybuje mezi 65 – 80 %. Elektrické výkony u těchto mikroturbín se pohybují v rozmezí od 30 kWe do 250 kWe. Mikroturbíny mají možnost propojování mezi sebou a tím docílení požadovaného výkonu.

Tyto stroje mají jednu velkou výhodu, a tím je prakticky nulová údržba. Doba do první generální opravy je minimálně 20 000 hodin, ale v projektech a u výrobců je uváděno od 40 000 do 80 000 provozních hodin. Mikroturbíny jsou v současnosti velkou konkurencí pro spalovací motory. Nesrovnatelné plus oproti motorům jsou nízká hlučnost, minimální nároky na údržbu, náklady na opravy. Zhruba po 4000 provozních hodinách je třeba jen vyčistit vzduchové filtry. Vysoké kmitočty, které vznikají při provozu mikroturbíny jsou snadně odstranitelné pomocí stropů a akustických podhledů. [8] [15]



### Výhody:

- minimální nároky na údržbu
- malá hlučnost
- nízké vibrace
- menší rozměry
- vysoká provozní spolehlivost
- nízké emise

### Nevýhody:

- vyšší cena
- v případě nižšího tlaku plynu je nutné zařadit kompresor

## 5 Spalování bioplynu

V tomto bodě je počítáno stechiometrické spalování. Při návrhu kogenerační jednotky je počítáno s bioplynem a jeho složení je uvedeno v tabulce 5.1.

Metan (CH <sub>4</sub> )	56,6 %
Oxid uhličitý (CO <sub>2</sub> )	3 %
Dusík (N <sub>2</sub> )	40,4 %

Tabulka 5.1 Složení bioplynu

Teoretické množství suchého kyslíku

$$\begin{aligned} V_{O_2t}^s &= \sum \left( x + \frac{y}{2} \right) \cdot C_x H_y + 0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S \\ &+ 3,8 \cdot C_n H_m - O_2 = 2 \cdot CH_4 = 2,0,566 \\ &= 1,132 \, m_n^3 \cdot m_n^{-3} \end{aligned} \quad (1)$$

Teoretické množství suchého vzduchu

$$V_{vzt}^s = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2t}^s = \frac{1}{0,21} \cdot 1,132 = 5,390 \, m_n^3 \cdot m_n^{-3} \quad (2)$$

Skutečné množství suchého vzduchu

$$V_{vzsk}^s = V_{vzt}^s \cdot n = 5,390.5,892 = 31,757 \text{ m}_n^3 \cdot \text{m}_n^{-3} \quad (3)$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu

$$V_{vzsk}^v = V_{vzsk}^s \cdot \nu = 31,757.1,03 = 32,709 \text{ m}_n^3 \cdot \text{m}_n^{-3} \quad (4)$$

Teoretické množství CO<sub>2</sub> ve spalínách

$$\begin{aligned} V_{CO_2} &= CO + CO_2 + \sum x \cdot C_x \cdot H_y = CO_2 + 1 \cdot CH_4 \\ &= 0,03 + 0,566 = 0,596 \text{ m}_n^3 \cdot \text{m}_n^{-3} \end{aligned} \quad (5)$$

Teoretické množství N<sub>2</sub> ve spalínách

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V_{vzt}^s + N_2 = 0,79.5,39 + 0,404 = 4,662 \text{ m}_n^3 \cdot \text{m}_n^{-3} \quad (6)$$

Teoretické množství suchých spalin

$$\begin{aligned} V_{spt}^s &= V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{SO_2} = V_{CO_2} + V_{N_2} = 0,596 + 4,662 = \\ &5,258 \text{ m}_n^3 \cdot \text{m}_n^{-3} \end{aligned} \quad (7)$$

Teoretické množství H<sub>2</sub>O ve spalínách

$$\begin{aligned} V_{H_2Ot} &= \frac{y}{2} \cdot C_x \cdot H_y + H_2 + H_2S + (\nu - 1) \cdot V_{vzt}^s \\ &= \frac{4}{2} \cdot 0,566 + (1,03 - 1) \cdot 5,390 \\ &= 1,293 \text{ m}_n^3 \cdot \text{m}_n^{-3} \end{aligned} \quad (8)$$

Teoretické množství vlhkých spalin

$$\begin{aligned} V_{spt}^v &= V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{H_2S} + V_{H_2Ot} = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{H_2Ot} \\ &= 0,596 + 4,662 + 1,293 = 6,551 \text{ m}_n^3 \cdot \text{m}_n^{-3} \end{aligned} \quad (9)$$

Skutečné množství suchých spalin

$$\begin{aligned} V_{spsk}^s &= V_{spt}^s + (n - 1) \cdot V_{vzt}^s = 5,258 + (5,892 - 1) \cdot 5,390 \\ &= 31,625 \text{ m}_n^3 \cdot \text{m}_n^{-3} \end{aligned} \quad (10)$$

Skutečné množství  $N_2$  ve spalínách

$$\begin{aligned} V_{N_2sk} &= 0,79 \cdot (n - 1) \cdot V_{vzt}^s + V_{N_2} \\ &= 0,79 \cdot (5,892 - 1) \cdot 5,39 + 4,662 \\ &= 25,492 \, m_n^3 \cdot m_n^{-3} \end{aligned} \quad (11)$$

Skutečné množství  $O_2$  ve spalínách

$$\begin{aligned} V_{O_2sk} &= 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{vzt}^s = 0,21 \cdot (5,892 - 1) \cdot 5,39 \\ &= 5,537 \, m_n^3 \cdot m_n^{-3} \end{aligned} \quad (12)$$

Skutečné množství  $H_2O$  ve spalínách

$$\begin{aligned} V_{H_2Osk} &= V_{H_2Ot} + (n - 1) \cdot (v - 1) \cdot V_{vzt}^s \\ &= 1,293 + (5,892 - 1) \cdot (1,03 - 1) \cdot 5,39 \\ &= 2,084 \, m_n^3 \cdot m_n^{-3} \end{aligned} \quad (13)$$

Skutečné množství vlhkých spalín

$$V_{spsk}^v = V_{spsk}^s + V_{H_2Osk} = 31,625 + 2,084 = 33,709 \, m_n^3 \cdot m_n^{-3} \quad (14)$$

Koncentrace  $N_2$  ve spalínách

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2sk}}{V_{spsk}^v} \cdot 100 = \frac{25,492}{33,709} \cdot 100 = 75,623 \% \quad (15)$$

Koncentrace  $O_2$  ve spalínách

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2sk}}{V_{spsk}^v} \cdot 100 = \frac{5,537}{33,709} \cdot 100 = 16,425 \% \quad (16)$$

Koncentrace  $H_2O$  ve spalínách

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2Osk}}{V_{spsk}^v} \cdot 100 = \frac{2,084}{33,709} \cdot 100 = 6,182 \% \quad (17)$$

Koncentrace  $CO_2$  ve spalínách

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{spsk}^v} \cdot 100 = \frac{0,596}{33,709} \cdot 100 = 1,768 \% \quad (18)$$

## 6 Návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou

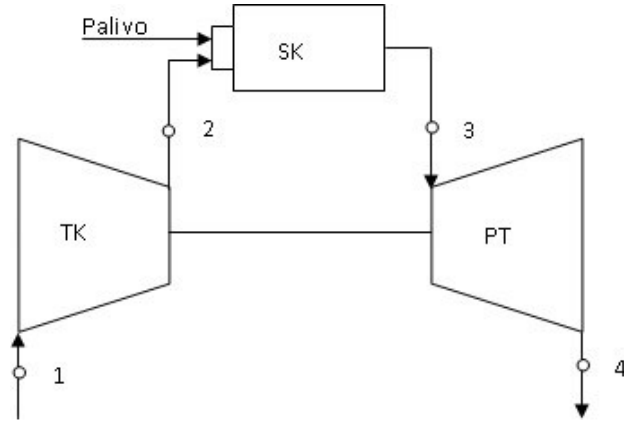
V tomto bodě je proveden výpočet kogenerační jednotky s mikroturbínou pro zadané parametry, poté je uvedeno srovnání účinností více variant kompresních poměrů a teplot před turbínou v závislosti na účinnosti. Toto srovnání je provedeno jak pro variantu bez regenerace tepla spalin tak pro variantu s regenerací tepla spalin. Všechna srovnání jsou uvedena pro názornost v grafické variantě a pro přesnost v tabulkách.

### 6.1 Výpočet kogenerační jednotky s mikroturbínou

Výpočty jsou prováděny pro mikroturbínu o elektrickém výkonu 150 kW.

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
tlak bioplynu	$\Delta p_{pl}$	5	kPa
teplota nasávaného vzduchu	$t_1$	15	°C
teplota spalin před turbínou	$t_3$	800	°C
barometrický tlak	$p_b$	101325	Pa
kompresní poměr	$\varepsilon$	7	
adiabatický exponent	$\kappa$	1,4	
izotermická účinnost plynového kompresoru	$\eta_{VNpln}$	0,9	
mechanická účinnost plynového kompresoru	$\eta_{mk}$	0,95	
izoentropická účinnost kompresoru	$\eta_{IZE\ VNK}$	0,8	
teoretický objem vzduchu	$V_{vzt}^s$	5,39	$m_n^3 \cdot m_n^{-3}$
teoretický objem vlhkých spalin	$V_{spt}^v$	6,551	$m_n^3 \cdot m_n^{-3}$
izoentropická účinnost turbíny	$\eta_{IZE\ VNT}$	0,8	
mechanická účinnost turboagregátu	$\eta_m$	0,95	
účinnost generátoru	$\eta_g$	0,96	
výhřevnost	$Q_i^r$	21528	$kJ \cdot m_n^{-3}$
účinnost elektromotoru plynového kompresoru	$\eta_{epk}$	0,9	
ztráta kotle do okolí	$\xi_{ek}$	1,1	%

Tabulka 6.1 Zadané hodnoty mikroturbíny



Obrázek 6.1 Schéma jednotky mikroturbíny

Entalpie vzduchu:

$$\begin{aligned} i_{vz1} &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot t_1^2 + 1,335715 \cdot t_1 \\ &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot 15^2 + 1,335715 \cdot 15 \\ &= 20,053 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} i_{vz2} &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot t_2^2 + 1,335715 \cdot t_2 \\ &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot 282,849^2 \\ &\quad + 1,335715 \cdot 282,849 = 384,159 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} i_{vz2+} &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot t_{2+}^2 + 1,335715 \cdot t_{2+} \\ &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot 403,852^2 \\ &\quad + 1,335715 \cdot 403,852 = 552,383 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} i_{vz3} &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot t_3^2 + 1,335715 \cdot t_3 \\ &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot 800^2 + 1,335715 \cdot 800 \\ &= 1119,395 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} i_{vz4} &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot t_4^2 + 1,335715 \cdot t_4 \\ &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot 433,852^2 \\ &\quad + 1,335715 \cdot 433,852 = 594,450 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} i_{vz4+} &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot t_5^2 + 1,335715 \cdot t_5 \\ &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot 312,849^2 \\ &\quad + 1,335715 \cdot 312,849 = 425,650 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (24)$$



$$\begin{aligned}
 i_{vz5} &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot t_5^2 + 1,335715 \cdot t_5 \\
 &= 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot 150^2 + 1,335715 \cdot 150 \\
 &= 202,144 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}
 \end{aligned} \tag{25}$$

Entalpie plynu:

$$\begin{aligned}
 i_{pl1} &= 7,678287 \cdot 10^{-4} \cdot t_1^2 + 1,424153 \cdot t_1 + 4,364288 \cdot 10^{-2} \\
 &= 7,678287 \cdot 10^{-4} \cdot 15^2 + 1,424153 \cdot 15 \\
 &\quad + 4,364288 \cdot 10^{-2} = 21,578 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}
 \end{aligned} \tag{26}$$

$$\begin{aligned}
 i_{pl2} &= 7,678287 \cdot 10^{-4} \cdot t_2^2 + 1,424153 \cdot t_2 + 4,364288 \cdot 10^{-2} \\
 &= 7,678287 \cdot 10^{-4} \cdot 245,458^2 \\
 &\quad + 1,424153 \cdot 245,458 + 4,364288 \cdot 10^{-2} \\
 &= 395,875 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}
 \end{aligned} \tag{27}$$

Entalpie spalín:

$$\begin{aligned}
 i_{sp3} &= 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot t_3^2 + 1,430255 \cdot t_3 \\
 &= 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot 800^2 + 1,430255 \cdot 800 \\
 &= 1217,238 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}
 \end{aligned} \tag{28}$$

$$\begin{aligned}
 i_{sp4} &= 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot t_4^2 + 1,430255 \cdot t_4 \\
 &= 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot 433,852^2 \\
 &\quad + 1,430255 \cdot 433,852 = 641,999 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}
 \end{aligned} \tag{29}$$

$$\begin{aligned}
 i_{sp4+} &= 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot t_{4+}^2 + 1,430255 \cdot t_{4+} \\
 &= 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot 312,849^2 \\
 &\quad + 1,430255 \cdot 312,849 = 458,623 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}
 \end{aligned} \tag{30}$$

$$\begin{aligned}
 i_{sp5} &= 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot t_5^2 + 1,430255 \cdot t_5 \\
 &= 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot 150^2 + 1,430255 \cdot 150 \\
 &= 217,105 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}
 \end{aligned} \tag{31}$$

## Určení práce plynového kompresoru

Kompresní poměr plynového kompresoru:

$$\varepsilon_{plk} = \frac{p_b \cdot \varepsilon}{p_b + \Delta p_{pl}} = \frac{101325.7}{101325 + 5000} = 6,670 \quad (32)$$

Teplota plynu po kompresi adiabatická:

$$T_{2plIZE} = T_{pl1} \cdot \varepsilon_{plk}^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} = 288,15 \cdot 6,67^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)} = 495,562 \text{ K} \quad (33)$$

Teplota plynu po kompresi skutečná:

$$\begin{aligned} T_{2pl} &= T_{pl1} + \frac{(T_{2plIZE} - T_{pl1})}{\eta_{VNpln}} = 288,15 + \frac{(495,562 - 288,15)}{0,9} \\ &= 518,608 \text{ K} \end{aligned} \quad (34)$$

Práce plynového kompresoru na  $1 \text{ m}_n^3$  plynu:

$$A_{plk} = \frac{i_{pl2} - i_{pl1}}{\eta_{mk}} = \frac{395,875 - 21,578}{0,95} = 393,996 \text{ J} \cdot \text{m}_n^{-3} \quad (35)$$

## Určení vnitřní práce vzduchového kompresoru na $1 \text{ m}_n^3$ plynu

Teplota vzduchu za kompresorem adiabatická:

$$T_{2IZE} = T_1 \cdot \varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} = 288,15 \cdot 7^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)} = 502,429 \text{ K} \quad (36)$$

Teplota vzduchu za kompresorem skutečná:

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZE VNk}} = 288,15 + \frac{(502,429 - 288,15)}{0,8} \\ &= 555,999 \text{ K} \end{aligned} \quad (37)$$

Určení přebytku vzduchu:

$$\begin{aligned}
 n &= \frac{Q_i^r \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} \cdot \eta_{sk} + V_{vzt}^s \cdot i_{3vz} - V_{spt}^v \cdot i_{3sp}}{V_{vzt} \cdot (i_{3vz} - i_{2vz} \cdot \eta_{sk})} \\
 &= \frac{21528,0,95 + 395,875 \cdot 0,95 + 5,39 \cdot 1119,395 - 6,551 \cdot 1217,238}{5,39 \cdot (1119,395 - 384,159 \cdot 0,95)} \\
 &= 4,644
 \end{aligned} \tag{38}$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru na  $1 m_n^3$  plynu:

$$\begin{aligned}
 A_{VNk} &= n \cdot V_{vzt}^s \cdot (i_{2vz} - i_{1vz}) = 4,644 \cdot 5,39 \cdot (384,159 - 20,053) \\
 &= 9115,198 J \cdot m_n^{-3}
 \end{aligned} \tag{39}$$

### Určení vnitřní práce turbíny na $1 m_n^3$ plynu

Teplota spalin na výstupu z turbíny adiabatická:

$$T_{4IZE} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \frac{1073,15}{7^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 615,465 K \tag{40}$$

Teplota spalin na výstupu z turbíny skutečná:

$$\begin{aligned}
 T_4 &= T_3 - (T_3 - T_{4IZE}) \cdot \eta_{IZE VNT} \\
 &= 1073,15 - (1073,15 - 615,465) \cdot 0,8 \\
 &= 707,002 K
 \end{aligned} \tag{41}$$

Vnitřní práce turbíny:

$$\begin{aligned}
 A_{VNT} &= V_{spt}^v \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + (n - 1) \cdot V_{vzt}^s \cdot (i_{3vz} - i_{4vz}) \\
 &= 6,551 \cdot (1217,238 - 641,999) \\
 &\quad + (4,644 - 1) \cdot 5,39 \cdot (1119,395 - 594,45) \\
 &= 14080,64 J \cdot m_n^{-3}
 \end{aligned} \tag{42}$$

### Určení parametrů jednotky

Vnitřní práce agregátu:

$$\begin{aligned}
 A_{ag} &= A_{VNT} - A_{VNk} = 14080,64 - 9115,198 \\
 &= 4965,443 J \cdot m_n^{-3}
 \end{aligned} \tag{43}$$

Práce generátoru:

$$A_g = A_{ag} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 4965,443 \cdot 0,95 \cdot 0,96 = 4528,484 \text{ J} \cdot \text{m}_n^{-3} \quad (44)$$

Účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_i^r} \cdot 100 = \frac{4528,484}{21528} \cdot 100 = \mathbf{21,035 \%} \quad (45)$$

Spotřeba plynu:

$$\begin{aligned} V_{pl} &= \frac{P_{el}}{Q_i^r \cdot \eta_{el}} = \frac{150}{21528 \cdot 0,21035} = 0,0331 \text{ m}_n^3 \cdot \text{s}^{-1} \\ &= 119,16 \text{ m}_n^3 \cdot \text{h}^{-1} \end{aligned} \quad (46)$$

Výkon plynového kompresoru:

$$P_{plk} = A_{plk} \cdot V_{pl} = 393,996 \cdot 0,0331 = 13,050 \text{ kW} \quad (47)$$

Příkon plynového kompresoru:

$$P_{0plk} = \frac{P_{plk}}{\eta_{epk}} = \frac{13,050}{0,9} = 14,500 \text{ kW} \quad (48)$$

Čistý elektrický výkon:

$$P_{sit} = P_{el} - P_{0plk} = 150 - 14,5 = 135,499 \text{ kW} \quad (49)$$

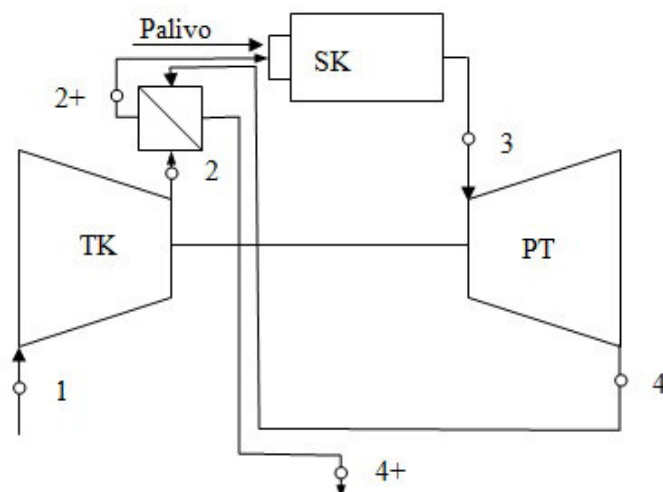
Tepelný výkon jednotky:

$$\begin{aligned} P_k &= [V_{spt}^v \cdot (i_{4sp} - i_{5sp}) \\ &\quad + (n - 1) \cdot V_{vzt}^s \cdot (i_{4vz} - i_{5vz})] \cdot V_{pl} \cdot \frac{100 - \xi_{ek}}{100} \\ &= [6,551 \cdot (641,999 - 217,105) \\ &\quad + (4,644 - 1) \cdot 5,39 \cdot (594,45 \\ &\quad - 202,144)] \cdot 0,0331 \cdot \frac{100 - 1,1}{100} = 343,649 \text{ kW} \end{aligned} \quad (50)$$

Celková účinnost jednotky:

$$\eta_c = \frac{P_k + P_{sit}}{V_{pl} \cdot Q_i^r} \cdot 100 = \frac{343,649 + 135,499}{0,0331 \cdot 21528} \cdot 100 = \mathbf{67,193 \%} \quad (51)$$

### Výpočet mikroturbíny s regenerací tepla spalín



Obrázek 6.2 Schéma jednotky mikroturbíny s regenerací tepla spalín

Kompresní poměr plynového kompresoru:

$$\varepsilon_{plk} = \frac{p_b \cdot \varepsilon}{p_b + \Delta p_{pl}} = \frac{101325,7}{101325 + 5000} = 6,670 \quad (52)$$

Teplota plynu po kompresi adiabatická:

$$T_{2plZE} = T_{pl1} \cdot \varepsilon_{plk}^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} = 288,15 \cdot 6,67^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)} = 495,562 \text{ K} \quad (53)$$

Teplota plynu po kompresi skutečná:

$$\begin{aligned} T_{2pl} &= T_{pl1} + \frac{(T_{2plZE} - T_{pl1})}{\eta_{VNpln}} = 288,15 + \frac{(495,562 - 288,15)}{0,9} \\ &= 518,608 \text{ K} \end{aligned} \quad (54)$$

Práce plynového kompresoru na  $1 \text{ m}_n^3$  plynu:

$$A_{plk} = \frac{i_{pl2} - i_{pl1}}{\eta_{mk}} = \frac{395,875 - 21,578}{0,95} = 393,996 \text{ J} \cdot \text{m}_n^{-3} \quad (55)$$

## Určení vnitřní práce vzduchového kompresoru na $1\text{m}_n^3$ plynu

-Teplota vzduchu za kompresorem adiabatická:

$$T_{2IZE} = T_1 \cdot \varepsilon^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} = 288,15 \cdot 7^{\left(\frac{1,4-1}{1,4}\right)} = 502,429 \text{ K} \quad (56)$$

Teplota vzduchu za kompresorem skutečná:

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + \frac{(T_{2IZE} - T_1)}{\eta_{IZE \text{ VNK}}} = 288,15 + \frac{(502,429 - 288,15)}{0,8} \\ &= 555,999 \text{ K} \end{aligned} \quad (57)$$

## Výpočet regeneračního ohřevu vzduchu

Volíme teplotu spalin za regeneračním ohříváčem:

$$t_{4+} = t_2 + 30 = 282,849 + 30 = 312,849 \text{ }^\circ\text{C} \quad (58)$$

Teplota vzduchu za regeneračním ohříváčem:

$$t_{2+} = t_4 - 30 = 433,852 - 30 = 403,852 \text{ }^\circ\text{C} \quad (59)$$

Určení přebytku vzduchu:

$$\begin{aligned} n_+ &= \frac{Q_i^r \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} \cdot \eta_{sk} + V_{vzt}^s \cdot i_{3vz} - V_{spt}^v \cdot i_{3sp}}{V_{vzt}^s \cdot (i_{3vz} - i_{2vz+} \cdot \eta_{sk})} \\ &= \frac{21528,0,95 + 395,875 \cdot 0,95 + 5,39 \cdot 1119,395 - 6,551 \cdot 1217,238}{5,39 \cdot (1119,395 - 552,383 \cdot 0,95)} \\ &= 5,892 \end{aligned} \quad (60)$$

Vnitřní práce vzduchového kompresoru na  $1\text{m}_n^3$  plynu:

$$\begin{aligned} A_{VNK} &= n_+ \cdot V_{vzt}^s \cdot (i_{2vz} - i_{1vz}) \\ &= 5,892 \cdot 5,39 \cdot (384,159 - 20,053) \\ &= 11564,997 \text{ J} \cdot \text{m}_n^{-3} \end{aligned} \quad (61)$$

### Určení vnitřní práce turbíny na $1\text{m}_n^3$ plynu

Teplota spalin na výstupu z turbíny adiabatická:

$$T_{4IZE} = \frac{T_3}{\varepsilon^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \frac{1073,15}{7^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 615,465 \text{ K} \quad (62)$$

Teplota spalin na výstupu z turbíny skutečná:

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 - (T_3 - T_{4IZE}) \cdot \eta_{IZE\ VNT} \\ &= 1073,15 - (1073,15 - 615,465) \cdot 0,8 \\ &= 707,002 \text{ K} \end{aligned} \quad (63)$$

Vnitřní práce turbíny:

$$\begin{aligned} A_{VNT} &= V_{spt}^v \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + (n_+ - 1) \cdot V_{vzt}^s \cdot (i_{3vz} - i_{4vz}) \\ &= 6,551 \cdot (1217,238 - 641,999) \\ &\quad + (5,892 - 1) \cdot 5,39 \cdot (1119,395 - 594,45) \\ &= 17612,603 \text{ J} \cdot \text{m}_n^{-3} \end{aligned} \quad (64)$$

### Určení parametrů jednotky

Vnitřní práce agregátu:

$$\begin{aligned} A_{ag} &= A_{VNT} - A_{Vnk} = 17612,603 - 11564,997 \\ &= 6047,605 \text{ J} \cdot \text{m}_n^{-3} \end{aligned} \quad (65)$$

Práce generátoru:

$$A_g = A_{ag} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 6047,605 \cdot 0,95 \cdot 0,96 = 5515,416 \text{ J} \cdot \text{m}_n^{-3} \quad (66)$$

Účinnost výroby elektrické energie:

$$\eta_{el} = \frac{A_g}{Q_i^r} \cdot 100 = \frac{5515,416}{21528} \cdot 100 = \mathbf{25,619\%} \quad (67)$$

Spotřeba plynu:

$$V_{pl} = \frac{P_{el}}{Q_i^r \cdot \eta_{el}} = \frac{150}{21528,0,25619} = 0,0271 \text{ m}_n^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (68)$$

$$= 97,560 \text{ m}_n^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

Výkon plynového kompresoru:

$$P_{plk} = A_{plk} \cdot V_{pl} = 393,996 \cdot 0,0271 = 10,715 \text{ kW} \quad (69)$$

Příkon plynového kompresoru:

$$P_{0plk} = \frac{P_{plk}}{\eta_{epk}} = \frac{10,715}{0,9} = 11,905 \text{ kW} \quad (70)$$

Čistý elektrický výkon:

$$P_{sít} = P_{el} - P_{0plk} = 150 - 11,905 = 138,094 \text{ kW} \quad (71)$$

Tepelný výkon jednotky:

$$P_k = [V_{spt}^v \cdot (i_{4sp+} - i_{5sp}) \quad (72)$$

$$+ (n_+ - 1) \cdot V_{vzt}^s \cdot (i_{4vz+} - i_{5vz})] \cdot V_{pl} \cdot \frac{100 - \xi_{ek}}{100}$$

$$= [6,551 \cdot (458,623 - 217,105)$$

$$+ (5,892 - 1) \cdot 5,39 \cdot (425,65$$

$$- 202,144)] \cdot 0,0271 \cdot \frac{100 - 1,1}{100} = 201,101 \text{ kW}$$

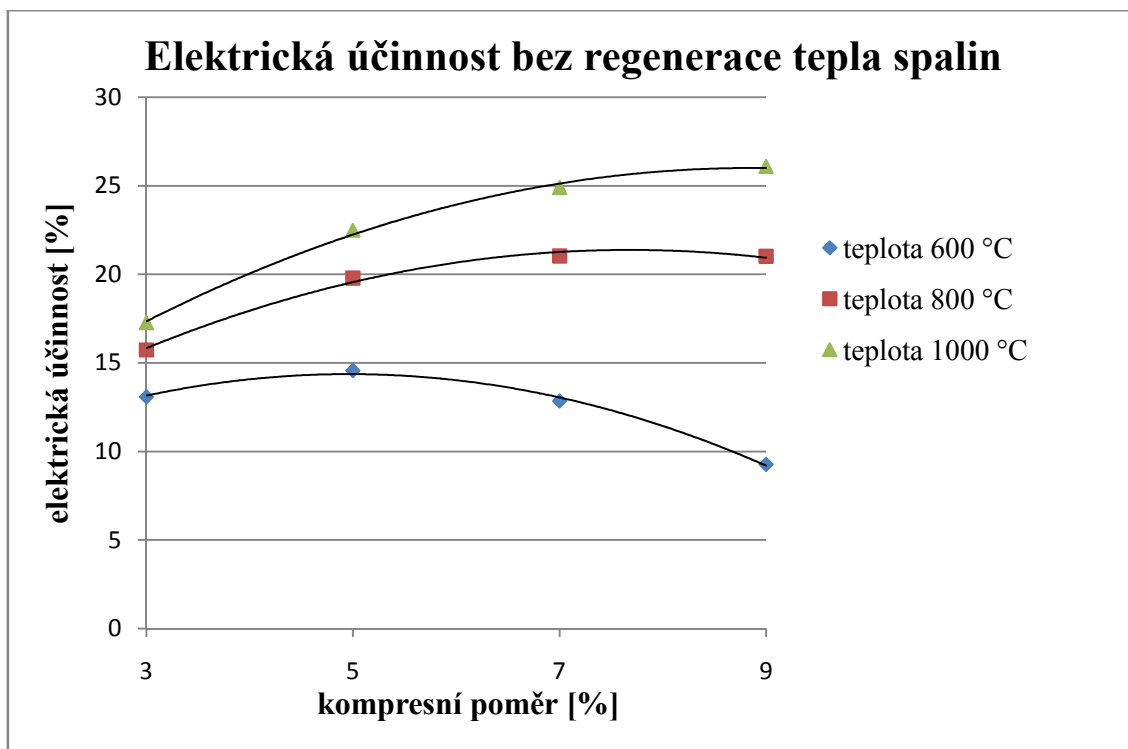
Celková účinnost jednotky:

$$\eta_c = \frac{P_k + P_{sít}}{V_{pl} \cdot Q_i^r} \cdot 100 = \frac{201,101 + 138,094}{0,0271 \cdot 21528} \cdot 100 = 57,934 \% \quad (73)$$

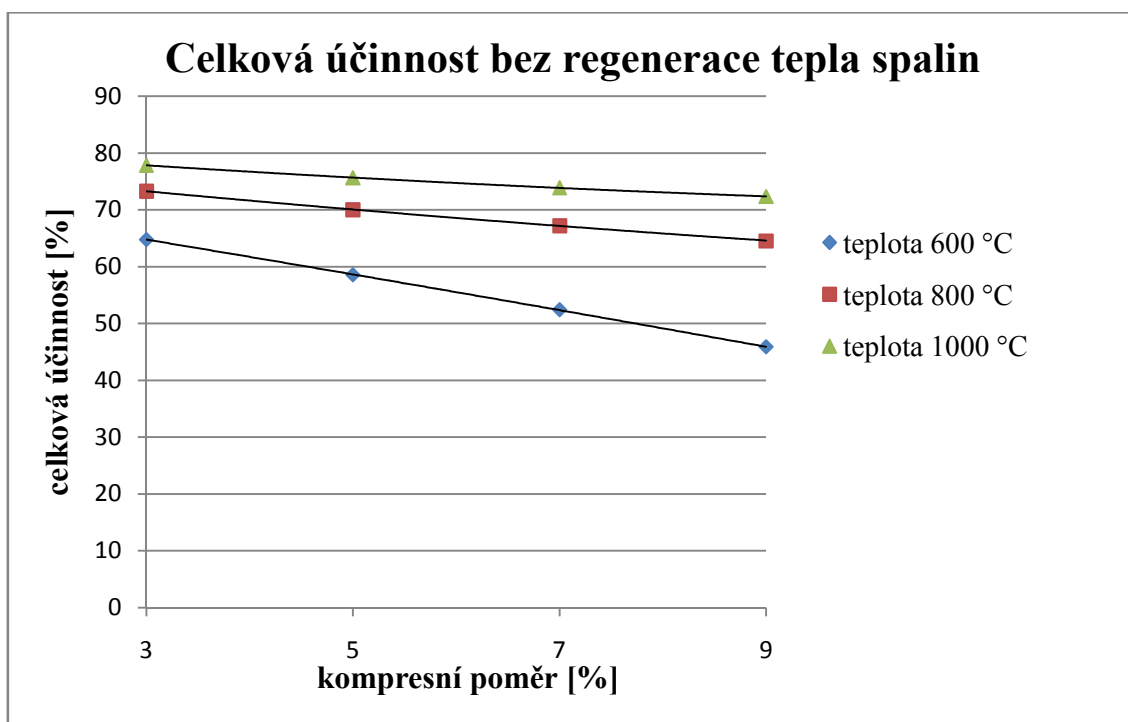
## 6.2 Vliv kompresního poměru a teploty spalin před turbínou na účinnost

Pro zjištění možnosti docílení největší elektrické účinnosti je uvedeno grafické i tabulkové znázornění průběhu účinností v závislosti na kompresních poměrech 3, 5, 7, 9 a pro teploty spalin před turbínou 600 °C, 800 °C, 1000 °C. Srovnání je provedeno pro variantu bez regenerace tepla spalin a pro variantu s regenerací tepla spalin.





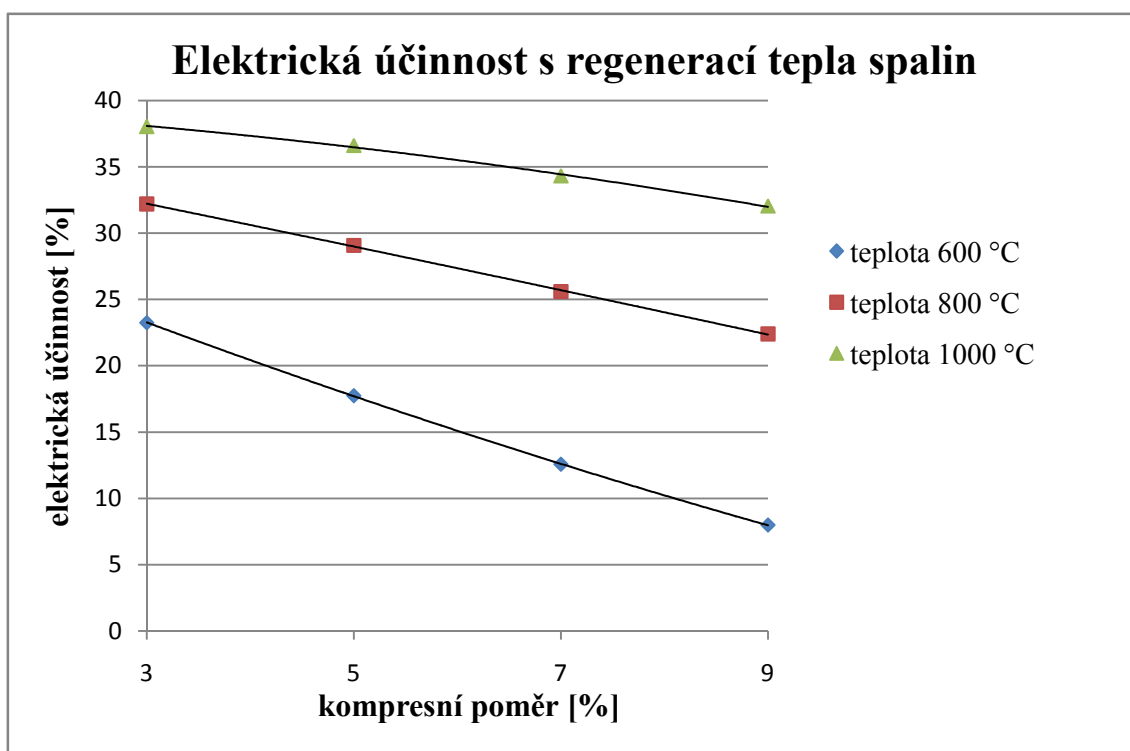
Graf 6.1 Elektrická účinnost bez regenerace tepla spalín



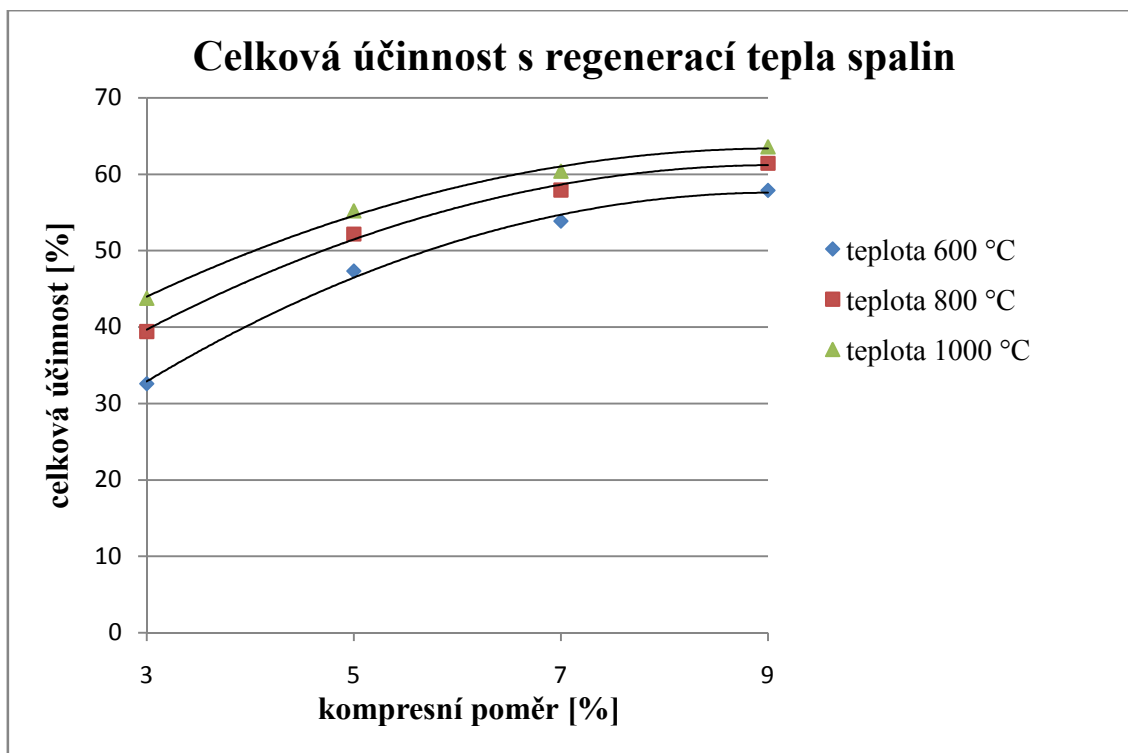
Graf 6.2 Celková účinnost bez regenerace tepla spalín

	Teplota	600 °C	800 °C	1000 °C
<b>kompresní poměr 3</b>	Elektrická účinnost	13,086 %	15,747 %	17,271 %
	Celková účinnost	64,771 %	73,275 %	77,819 %
<b>kompresní poměr 5</b>	Elektrická účinnost	14,560 %	19,786 %	22,487 %
	Celková účinnost	58,560 %	70,000 %	75,613 %
<b>kompresní poměr 7</b>	Elektrická účinnost	12,855 %	21,035 %	24,895 %
	Celková účinnost	52,438 %	67,193 %	73,870 %
<b>kompresní poměr 9</b>	Elektrická účinnost	9,264 %	21,012 %	26,088 %
	Celková účinnost	45,899 %	64,559 %	72,341 %

Tabulka 6.2 Účinnostní tabulka bez regenerace tepla spalin



Graf 6.3 Elektrická účinnost s regenerací tepla spalin



Graf 6.4 Celková účinnost s regenerací tepla spalin

	Teplota	600 °C	800 °C	1000 °C
<b>kompresní poměr 3</b>	Elektrická účinnost	23,248 %	32,202 %	38,036 %
	Celková účinnost	32,602 %	39,419 %	43,760 %
<b>kompresní poměr 5</b>	Elektrická účinnost	17,741 %	29,097 %	36,601 %
	Celková účinnost	47,313 %	52,204 %	55,212 %
<b>kompresní poměr 7</b>	Elektrická účinnost	12,568 %	25,619 %	34,310 %
	Celková účinnost	53,862 %	57,934 %	60,389 %
<b>kompresní poměr 9</b>	Elektrická účinnost	7,987 %	22,395 %	32,037 %
	Celková účinnost	57,875 %	61,460 %	63,592 %

Tabulka 6.3 Účinnostní tabulka s regenerací tepla spalin

Pro mikroturbínu o výkonu 150 kW bylo provedeno srovnání účinností na základě zásahu do jejího technického provedení. Porovnání je provedeno pro dva parametry mikroturbíny a tím jsou kompresní poměr (poměr mezi objemem směsi nasáté a objemem směsi stlačené) a teplota spalin před turbínou. Vyšší kompresní poměr i teplota mají vliv na použitý materiál, a to se odráží i v ceně jednotky. Jak je však z grafu patrné, elektrická účinnost není vždy nejvyšší při největší teplotě a při nejvyšším kompresním poměru. S rostoucí teplotou před turbínou roste i elektrická účinnost, ale jak z grafu můžeme vidět, elektrická účinnost se zvyšujícím se kompresním poměrem klesá.

### 6.3 Zhodnocení vhodnosti použití mikroturbíny

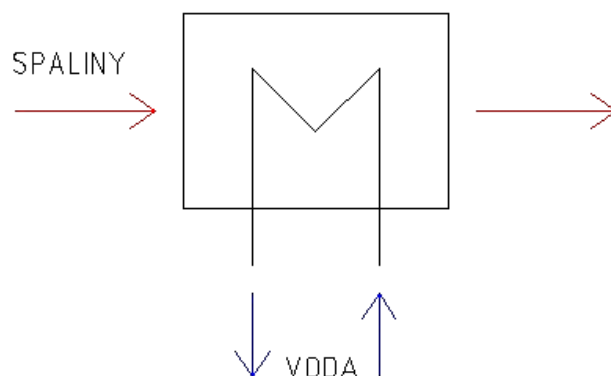
Pro zadané parametry byla vypočtena elektrická a celková účinnost jednotky. V případě využití kogenerační jednotky pro bioplynovou stanici bude rozhodující účinnost elektrická. Z tohoto důvodu je v této práci počítáno s využitím mikroturbíny s regenerací tepla spalín.

Mikroturbína má v tomto způsobu provozování několik zásadních výhod na rozdíl od spalovacího motoru. Největší výhodou je možnost vypouštění spalín přímo do okolí bez nutnosti chlazení což u spalovacího motoru nelze a je nutno zde odvádět část vyrobené energie na chlazení. Spaliny budou vypouštěny do okolí, když nebude zaručen odběr tepla. Tento případ tedy nastane, když bude zásobník s teplou vodou nabitý a když nebude potřeba tepla pro provoz bioplynové stanice. Tato situace bude nastávat zejména v letních obdobích, kdy se požadavky na tepelnou energii zmenšují. Bioplynová stanice bude v provozu po celý rok, tudíž je zřízení bypassu důležité. Další velkou výhodou je jen jedna pohyblivá součást v tělese turbíny což zaručuje vysokou životnost bez nutnosti servisu (výrobci udávají až 80000 hodin). Spalovací motor má stovky pohyblivých součástí a navíc je zde nutno měnit olej což zvyšuje náklady a náročnost na jeho údržbu a provoz. Mikroturbína se otáčí na vzduchových ložiscích, což také pozitivně ovlivňuje provozní dobu bez nutnosti servisu. Mikroturbíny mají podstatně nižší emise než plynové spalovací motory.

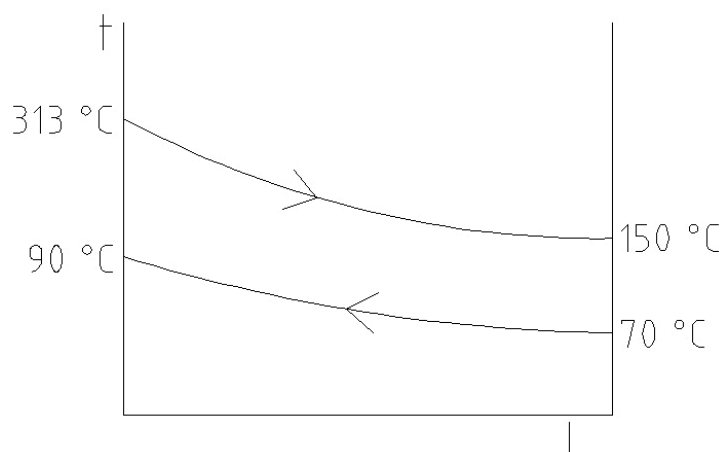
Z výše uvedených důvodů je patrné, že hlavní požadovanou formou energie bude energie elektrická. Tepelná energie je zde využitelná jen pro pokrytí potřeb bioplynové stanice a přilehlého objektu formou nabíjení akumulčního zásobníku teplé vody. Po nabití akumulčního zásobníku se otevře bypass a spaliny se budou vyfukovat bez využívání přímo do okolí. Z tohoto důvodu bude uvažováno s variantou, ve které je využita regenerace tepla spalín. Tento princip spočívá ve využití tepla spalín za turbínou, které v rekuperátoru předává tepelnou energii na vstupní spalovací vzduch. Schéma tohoto provedení je na obrázku 6.2. Tímto způsobem se zvýší elektrická účinnost jednotky na úkor tepelné účinnosti. Elektrická energie bude využita pro spotřebu vlastní bioplynové stanice a přebytečná elektrická energie bude odváděna do sítě za účelem finančního zisku.

## 7 Návrh výměníku spaliny - voda:

V sestavě za mikroturbínou bude použit trubkový rekuperační protiproudý výměník spaliny – voda.



Obrázek 7.1 Princip výměníku



Obrázek 7.2 Schéma protiproudého výměníku

## 7.1 Výpočet výměníku spaliny - voda:

Technické parametry výměníku:

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Množství bioplynu	$V_{pl}$	97,56	$m_n^3 \cdot h^{-1}$
Teplota spalin na vstupu do výměníku	$t_{1sp}$	313	$^{\circ}C$
Teplota spalin na výstupu z výměníku	$t_{2sp}$	150	$^{\circ}C$
Teplota vody na vstupu do výměníku	$t_{1H_2O}$	70	$^{\circ}C$
Teplota vody na výstupu z výměníku	$t_{2H_2O}$	90	$^{\circ}C$
Palivo - bioplyn - výhřevnost	$Q_i^r$	21,528	$MJ \cdot m_n^{-3}$
Teoretické množství spalovacího vzduchu	$V_{vzt}^s$	5,39	$m_n^3 \cdot m_n^{-3}$
Teoretické množství spalin vlhkých	$V_{spt}^v$	6,551	$m_n^3 \cdot m_n^{-3}$
Přebytek vzduchu	$\lambda$	5,892	

Tabulka 7.1 Technické parametry výměníku

Závislost entalpií na teplotě:

Veličina	Značení	Hodnota
Teoretické spaliny	$i_{spt}$	$1,430255 \cdot t + 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot t^2$
Vzduch	$i_{vz}$	$1,335715 \cdot t + 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot t^2$

Tabulka 7.2 Závislosti entalpií na teplotě

Entalpie spalin:

$$\begin{aligned}
 i_{sp\ vs} &= 1,430255 \cdot t_{1sp} + 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot t_{1sp}^2 & (74) \\
 &= 1,430255 \cdot 313 + 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot 313^2 \\
 &= 458,85 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 i_{sp\ v\acute{y}} &= 1,430255 \cdot t_{2sp} + 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot t_{2sp}^2 & (75) \\
 &= 1,430255 \cdot 150 + 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot 150^2 \\
 &= 217,106 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}
 \end{aligned}$$

$$\Delta i_{sp} = i_{sp\ vs} - i_{sp\ v\acute{y}} = 458,85 - 217,106 = 241,743 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (76)$$

Tepelný příkon ve spalínách:

$$\begin{aligned} P_P &= V_{pl} \cdot (V_{spt}^v + (n - 1) \cdot V_{vzt}^s) \cdot i_{sp\ vs} \\ &= 0,0271 \cdot (6,551 + (5,892 - 1) \cdot 5,39) \cdot 458,85 \\ &= 409,340 \text{ kW} \end{aligned} \quad (77)$$

Celkové množství spalin:

$$\begin{aligned} V_{sp} &= V_{pl} \cdot (V_{spt}^v + (n - 1) \cdot V_{vzt}^s) \\ &= 0,0271 \cdot (6,551 + (5,892 - 1) \cdot 5,39) \\ &= 0,892 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (78)$$

Tepelný výkon spalin:

$$\begin{aligned} P_V &= V_{pl} \cdot (V_{spt}^v + (n - 1) \cdot V_{vzt}^s) \cdot \Delta i_{sp} \\ &= 0,0271 \cdot (6,551 + (5,892 - 1) \cdot 5,39) \cdot 241,743 \\ &= 215,66 \text{ kW} \end{aligned} \quad (79)$$

Ztráta:

$$P_{zs} = P_p \cdot \xi_{zs} = 409,34 \cdot 0,011 = 4,502 \text{ kW} \quad (80)$$

Tepelný výkon výměníku:

$$\begin{aligned} P_T &= P_P - P_V - P_{zs} = 409,34 - 215,66 - 4,502 \\ &= 189,177 \text{ kW} \end{aligned} \quad (81)$$

## Strana VODY

Rozdíl teplot na levé straně:

$$\Delta t' = t_{1sp} - t_{2H_2O} = 313 - 90 = 223 \text{ }^\circ\text{C} \quad (82)$$

Rozdíl teplot na pravé straně:

$$\Delta t'' = t_{2sp} - t_{1H_2O} = 150 - 70 = 80 \text{ }^\circ\text{C} \quad (83)$$

Střední logaritmický rozdíl pro protiproudý výměník:

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{223 - 80}{\ln \frac{223}{80}} = 139,492 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (84)$$

Střední teplota vody:

$$t_s = \frac{t_{1H_2O} + t_{2H_2O}}{2} = \frac{70 + 90}{2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (85)$$

Hodnoty pro střední teplotu vody 80 °C

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
hustota vody	$\rho_{H_2O}$	971,82	$kg \cdot m^{-3}$
měrná tep. kapacita vody	$c_{pH_2O}$	4,195	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
kinematická viskozita	$\nu_{H_2O}$	$3,654 \cdot 10^{-7}$	$m^2 \cdot s^{-1}$
tepelná vodivost vody	$\lambda_{H_2O}$	0,674	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Prandtlovo číslo	$Pr_{H_2O}$	2,21	
volená rychlost vody	$w_{H_2O}$	1,2	$m \cdot s^{-1}$

Tabulka 7.3 Hodnoty pro střední teplotu vody 80 °C

Množství vody ve výměníku:

$$m_{H_2O} = \frac{P_T}{c_{pH_2O} \cdot \Delta t_{H_2O}} = \frac{189,177}{4,195 \cdot (90 - 70)} = 2,254 \text{ } kg \cdot s^{-1} \quad (86)$$

Průtok vody:

$$Q = \frac{m_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} = \frac{2,254}{971,82} = 0,00232 \text{ } m^3 \cdot s^{-1} = 2,32 \text{ } l \cdot s^{-1} \quad (87)$$

Dle ČSN 42 5715 volím bezešvé ocelové trubky:

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
vnější průměr trubky	D	26,9	mm
vnitřní průměr trubky	d	21,7	mm
volím délku trubek	l	2	m
korekční koeficienty	$C_t, C_l, C_m$	1	

Tabulka 7.4 Bezešvé ocelové trubky dle ČSN 42 5715



Součinitel přestupu tepla konvekcí pro podélné obtékání ploch:

$$\begin{aligned}\alpha_{k1} &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_{H_2O}}{d} \cdot \left( \frac{w_{H_2O} \cdot d}{\nu_{H_2O}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{H_2O}^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,674}{0,0217} \cdot \left( \frac{1,2 \cdot 0,0217}{3,654 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 2,21^{0,4} \cdot 1,1 \cdot 1 \\ &= 7481,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (88)$$

## Strana SPALIN

Střední teplota spalin:

$$t_s = \frac{t_{1sp} + t_{2sp}}{2} = \frac{313 - 150}{2} = 231,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (89)$$

Hodnoty pro střední teplotu spalin 231,5 °C

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
kinematická viskozita	$\nu_{sp}$	0,000035413	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
tepelná vodivost spalin	$\lambda_{sp}$	0,042673	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Prandtlovo číslo	$Pr_{sp}$	0,6638	
volím rychlost spalin	$w_{sp}$	20	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

Tabulka 7.5 Hodnoty pro střední teplotu spalin 231,5 °C

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{sp} \cdot D}{\nu_{sp}} = \frac{20 \cdot 0,0269}{0,000035413} = 15192,16 \quad (90)$$

Příčná vzdálenost os trubek:

$\sigma_1=4$  - zvolená poměrná příčná rozteč trubek

$$s_1 = \sigma_1 \cdot D = 4 \cdot 0,0269 = 0,1076 \text{ m} \quad (91)$$

Korekční součinitel  $C_z$  pro  $z < 10$  a  $\sigma_1 \geq 3$ :

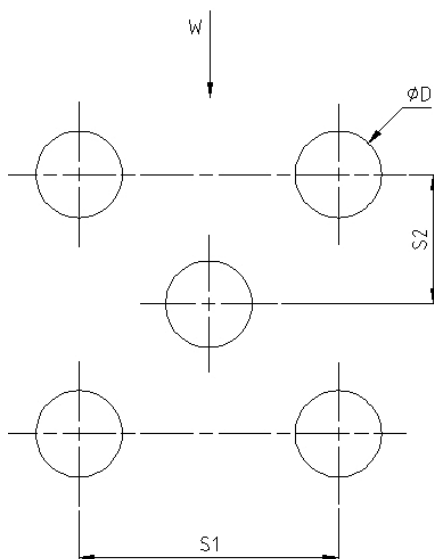
$z=6$  – počet trubek v řadě

$$C_z = 4 \cdot z^{0,02} - 3,2 = 4 \cdot 6^{0,02} - 3,2 = 0,945 \quad (92)$$

Podélná vzdálenost os trubek:

$\sigma_2 = 2$  – zvolená poměrná podélná rozteč trubek

$$s_2 = \sigma_2 \cdot D = 2,0 \cdot 0,0269 = 0,0538 \text{ m} \quad (93)$$



Obrázek 7.3 Rozmístění trubek

Korekční součinitel  $C_s$  pro  $0,1 < \varphi_\sigma^{0,1} \leq 1,7$ :

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 1,33^{0,1} = 0,357 \quad (94)$$

Poměrná úhlopříčná rozteč:

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 4^2 + 2^2} = 2,828 \quad (95)$$

Parametr  $\varphi$ :

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{3 - 1}{2,82 - 1} = 1,640 \quad (96)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí pro příčné obtékání trubek:

$$\begin{aligned}\alpha_{k2} &= C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_{sp}}{D} \cdot \left( \frac{w_{sp} \cdot D}{v_{sp}} \right)^{0,6} \cdot Pr_{sp}^{0,33} \\ &= 0,945 \cdot 0,357 \cdot \frac{0,042673}{0,0269} \cdot \left( \frac{20 \cdot 0,0269}{0,000035413} \right) \cdot 0,6638^{0,33} \\ &= 151,179 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (97)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$\begin{aligned}k &= \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{k1} \cdot d} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_{k2} \cdot D}} \\ &= \frac{\pi}{\frac{1}{7481,4 \cdot 0,0217} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \frac{0,0269}{0,0217} + \frac{1}{151,179 \cdot 0,0269}} \\ &= 12,358 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (98)$$

Celková délka trubky:

$$L = \frac{P_T}{k \cdot \Delta t_{stř}} = \frac{189177,7}{12,358 \cdot 139,492} = 109,737 \text{ m} \quad (99)$$

Počet trubek:

$$n = \frac{L}{l} = \frac{109,737}{2} = 54,868 \Rightarrow \text{volím } 57 \text{ trubek} \quad (100)$$

Návrh průměru potrubí pro přívod a odvod topné vody:

$$d_{vo} = \sqrt{\frac{4 \cdot m_{H_2O}}{\rho_{H_2O} \cdot w_{H_2O} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,254}{971,82 \cdot 1,2 \cdot \pi}} = 0,049 \text{ m} \quad (101)$$

ČSN 42 5715 bezešvé ocelové trubky – vstup a výstup vody:

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
vnější průměr trubky	D	57	mm
vnitřní průměr trubky ( tloušťka stěny 3 mm)	d	51	mm

Tabulka 7.6 Zvolené trubky pro vstup a výstup vody

Návrh průměru potrubí pro přívod a odvod spalín:

$$d_{sp} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{sp}}{w_{sp} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,8921}{20 \cdot \pi}} = 0,238 \text{ m} \quad (102)$$

ČSN 42 5715 bezešvé ocelové trubky – vstup a výstup spalín:

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
vnější průměr trubky	D	273	mm
vnitřní průměr trubky (tloušťka stěny 7mm)	d	259	mm

Tabulka 7.7 zvolené trubky pro vstup a výstup spalín

## 7.2 Škrčení médií na vstupu do výměníku

Využití výměníku tepla bude počítáno na využití pro více variant jeho provozu. Uvažované varianty se budou týkat množství vody a spalín vstupujících do výměníku. Výsledná požadovaná hodnota bude teplota vody na výstupu z výměníku. Spaliny budou seškrčeny na 50 % z celkového množství. Voda na vstupu do výměníku bude škrčena od 100 do 50 % vždy po 10 %. Výsledné hodnoty a průběh teploty na výstupu z výměníku bude uveden v grafické a tabulkové podobě.

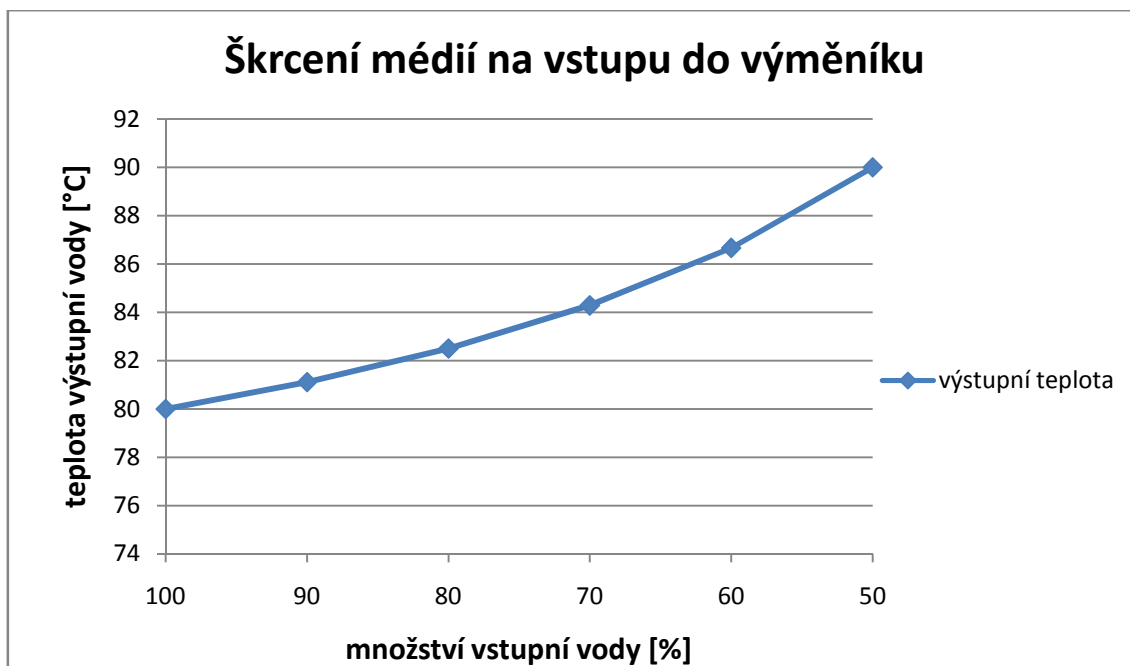
Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
hustota spalín	$\rho_{sp}$	0,8772	$kg \cdot m^{-3}$
celkové množství spalín	$V_{sp \ 100\%}$	0,892102	$m^3 \cdot s^{-1}$
celkové množství vody ve výměníku	$m_{H_2O \ 100\%}$	2,2548	$kg \cdot s^{-1}$
teplota vody na vstupu do výměníku	$t_{1H_2O}$	70	$^{\circ}C$
rozdíl entalpií spalín	$\Delta i_{sp}$	241,743	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
měrná tep. kapacita vody	$cp_{H_2O}$	4,195	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$

Tabulka 7.8 Vstupní hodnoty pro škrčení

Škrčení spalín 50 %, vody 100%

$$t_{škr} = \frac{V_{sp \ 50\%} \cdot \rho_{sp} \cdot \Delta i_{sp}}{m_{H_2O \ 100\%} \cdot cp_{H_2O}} + t_{1H_2O} = \frac{0,446 \cdot 0,8772 \cdot 241,743}{2,2548 \cdot 4,195} + 70 \quad (103)$$

$$= 79,999 \text{ } ^{\circ}C$$



Graf 7.1 Škrzení médií na vstupu do výměníku

množství vody ve výměníku [kg.s <sup>-1</sup> ]	teplota výstupní vody [°C]
2,254	79,999
2,029	81,111
1,803	82,499
1,578	84,285
1,352	86,666
1,127	89,999

Tabulka 7.9 Výstupní teploty vody

## 8 Akumulátor tepla

Další částí sestavy bude akumulátor teplé vody. Akumulátor teplé vody bude sloužit k pokrytí spotřeby teplé vody pro zaměstnance přilehlého objektu bioplynové stanice. Dle normy je spotřeba teplé vody 220 litrů na osobu za směnu (závody s horkými a současně špinavými provozy). [16]

Do akumulačního zásobníku bude vstupovat voda o teplotě 15 °C a bude ohřívána na teplotu 50 °C. Velikost akumulační nádrže je volena s ohledem na průměrný počet zaměstnanců v přilehlém objektu. Zvolená akumulační nádrž bude mít objem 6000 l, což je spotřeba pro 27 lidí za den při jednosměnném provozu a 13 lidí při dvousměnném provozu. Akumulační nádoba bude mít tvar válce a bude ve stojaté variantě kvůli ušetření místa.

## **Závěr**

Cílem diplomové práce bylo navrhnout kogenerační jednotku s mikroturbínou spalující bioplyn se zadaným výkonem 150 kW. KJ s mikroturbínou byla volena na základě zhodnocení výhod a nevýhod této jednotky.

Bioplynová stanice je zařízení s prakticky kontinuální produkcí bioplynu, který je nutno s ohledem na velmi malé možnosti akumulace bioplynu spalovat. Spalování probíhá neustále bez ohledu na to, zda je zajištěn odběr tepla nebo ne. Výhody KJ se spalovací mikroturbínou oproti KJ se spalovacím motorem pro využití v bioplynové stanici jsou následující. U pístových spalovacích motorů je nutno vyrobené teplo mařit v chladiči, který spotřebovává část vyrobené elektrické energie. KJ s pístovým spalovacím motorem má také mnohem kratší servisní interval. Spalovací mikroturbína má pouze jednu pohyblivou část a není nutné chlazení, má vysokou životnost a prakticky bezúdržbový provoz. Jako hlavní výhoda pro použití v bioplynové stanici je možnost vypouštění spalin do okolí bez nutnosti dalšího využití. Tato výhoda je v této aplikaci důležitá především v letních měsících a v době kdy bude akumulační zásobník teplé vody plně nabit. Vypouštění spalin do atmosféry bude řešeno otevřením bypassu.

V první části práce bylo nutné vypočítat parametry spalovací mikroturbíny s regenerací tepla spalin, aby bylo možné navrhnout vzhledem k množství vyrobené tepelné energie vhodný výměník tepla a akumulační zásobník teplé vody. Kogenerační jednotka pro zadané parametry produkuje výkon 150 kW elektrické energie s účinností 25,61 % a 201,1 kW tepelné energie s účinností 32,31 %. Celková účinnost jednotky s regenerací tepla spalin je pak 57,93 %. Se zadanou kogenerační jednotkou byly počítány různé provozní úpravy, a to změna teploty spalin na vstupu do turbíny a změna kompresního poměru. Cílem těchto změn bylo zjištění co nejvyšší účinnosti, především elektrické ale i tepelné. Případné uvedení těchto změn do provozu by si žádalo technický zásah do jednotky.

V další části se práce zabývá návrhem trubkového protiproudého rekuperačního výměníku spaliny - voda a akumulačního zásobníku teplé vody. Tepelný výměník bude ohřívat vodu z teploty 70 °C na 90 °C. Ztráta výměníku je pak 4,5 kW.

U tepelného výměníku je také počítána možnost regulace, a to škrcením vody nebo škrcením spalín na vstupu do výměníku. Tímto škrcením je možno alespoň částečně regulovat tepelný výkon jednotky. Regulace je počítána tak, že polovinu spalín je možno vypouštět do atmosféry a polovina spalín půjde do výměníku. Na stejném principu je počítán také vstup vody do výměníku. Jediný rozdíl je v tom, že škrcení vody je zde počítáno od 100 % průtoku do 50 % a to vždy po 10 %. Tento výměník bude doložen jako sestavní výkres v příloze práce. Tepelný výměník bude v provozu tehdy, když bude potřeba nahřát vodu v akumulacním zásobníku. Akumulační zásobník byl volen s objemem 6000 l a bude sloužit pro potřeby zaměstnanců přilehlého objektu.

## Použitá literatura

### Knižní zdroje

- [1] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Malé kogenerační jednotky v komunální a průmyslové energetice*. Brno: PC-DIR Real, 1999. ISBN 80-85895-23-4.
- [2] Kysela, L., Tomčala, J.: *Ekonomika v energetice*. Ostrava: VŠB-TU, 2000. ISBN 80-7078-851-8
- [3] Kysela, L., Míka, J., Kyselová, S.: *Teplárenství. Učební text*. Katedra energetiky Ostrava, 2010.
- [4] ON 074017: *Tepelný výpočet parních kotlů*
- [5] Dlouhý, T.: *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*, ČVUT Praha 2005, ISBN 978-80-01-03757-7
- [6] KRBEK, J.; POLESNÝ, B. *Kogenerační jednotky - Zřizování a provoz*. Praha 2007. 201 s.
- [7] ŠUROVSKÝ, Jan. *Mikroturbína*. Praha: Instalace Praha, 2003.
- [8] DVORSKÝ, Emil a Pavla HEJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. Praha: BEN - technická literatura, 2006. ISBN 80-7300-118-7.

### Internetové zdroje

- [9] Bioplyn.cz [online]. 2017 [cit. 14.4.2017]. Dostupné z: [http://www.bioplyn.cz/at\\_vlastnosti.htm](http://www.bioplyn.cz/at_vlastnosti.htm)
- [10] Mpo-efekt.cz [online]. 2017 [cit. 14.4.2017]. Dostupné z: <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/15.pdf>
- [11] Vsb.cz [online]. 2017 [cit. 14.4.2017]. Dostupné z: [http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/TZB/kogeneracni\\_jednotky.pdf](http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/TZB/kogeneracni_jednotky.pdf)



- [12] Ekowatt.cz [online]. 2017 [cit. 14.4.2017]. Dostupné z: <http://ekowatt.cz/cz/informace/uspory-energie/kombinovana-vyroba-elektriny-a-tepla>
- [13] Biom.cz [online]. 2017 [cit. 14.4.2017]. Dostupné z: <http://biom.cz/cz/odborne-clanky/mikroturbina-a-bioplyn>
- [14] Mikroturbina.cz [online]. 2017 [cit. 14.4.2017]. Dostupné z: <http://www.mikroturbina.cz/mikroturbina>
- [15] Technickytydenik.cz [online]. 2017 [cit. 14.4.2017]. Dostupné z: [http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/mikroturbina-pro-kogeneracni-jednotky\\_15463.html](http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/mikroturbina-pro-kogeneracni-jednotky_15463.html)
- [16] Tzb.fsv.cvut.cz [online]. 2017 [cit. 14.4.2017]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/?mod=podklady&id=29>

## Seznam grafů

Graf 6.1 Elektrická účinnost bez regenerace tepla spalin.....	37
Graf 6.2 Celková účinnost bez regenerace tepla spalin.....	37
Graf 6.3 Elektrická účinnost s regenerací tepla spalin.....	38
Graf 6.4 Celková účinnost s regenerací tepla spalin.....	39
Graf 7.1 Škrcení médií na vstupu do výměníku .....	49

## Seznam tabulek

Tabulka 2.1 Srovnání složení a výhřevnosti bioplynu [9].....	13
Tabulka 5.1 Složení bioplynu .....	24
Tabulka 6.1 Zadané hodnoty mikroturbíny .....	27
Tabulka 6.2 Účinnostní tabulka bez regenerace tepla spalin.....	38
Tabulka 6.3 Účinnostní tabulka s regenerací tepla spalin .....	39
Tabulka 7.1 Technické parametry výměníku .....	42
Tabulka 7.2 Závislosti entalpií na teplotě.....	42
Tabulka 7.3 Hodnoty pro střední teplotu vody 80 °C.....	44
Tabulka 7.4 Bezešvé ocelové trubky dle ČSN 42 5715 .....	44
Tabulka 7.5 Hodnoty pro střední teplotu spalin 231,5 °C .....	45

Tabulka 7.6 Zvolené trubky pro vstup a výstup vody .....	47
Tabulka 7.7 zvolené trubky pro vstup a výstup spalin .....	48
Tabulka 7.8 Vstupní hodnoty pro škrcení.....	48
Tabulka 7.9 Výstupní teploty vody.....	49

## **Seznam obrázků**

Obrázek 3.1 Princip kogenerace [12] .....	17
Obrázek 4.1 Princip radiální mikroturbíny [14] .....	22
Obrázek 4.2 Popis spalovací mikroturbíny [14] .....	23
Obrázek 6.1 Schéma jednotky mikroturbíny .....	28
Obrázek 6.2 Schéma jednotky mikroturbíny s regenerací tepla spalin.....	33
Obrázek 7.1 Princip výměníku .....	41
Obrázek 7.2 Schéma protiproudého výměníku.....	41
Obrázek 7.3 Rozmístění trubek .....	46

## **Seznam příloh:**

- [1] Výkresová dokumentace – Trubkový výměník PSE 04-2017